





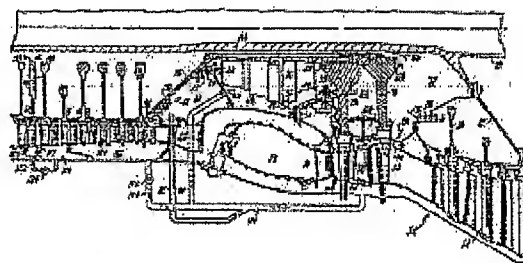
(1)

**GAS TURBINE DEVICE****Publication number:** JP63289230 (A)**Publication date:** 1988-11-25**Inventor(s):** BUINSENTO PII ROORERO**Applicant(s):** UNITED TECHNOLOGIES CORP**Classification:****- international:** *F02C7/18; F01D5/08; F01D11/24; F02C9/18; F02C7/16; F01D5/02; F01D11/08; F02C9/00; (IPC1-7): F02C7/18; F02C9/18***- European:** F01D5/08C2; F01D11/24**Application number:** JP19880109828 19880502**Priority number(s):** US19870046069 19870505**Also published as:** JP2700797 (B2) EP0290372 (A1) EP0290372 (B1) US4815272 (A)

Abstract not available for JP 63289230 (A)

Abstract of corresponding document: **EP 0290372 (A1)**

A coolant system uses a first quantity of high temperature air at cruise power and a second larger quantity of cooler air at high power. Relatively high rotating clearances are achieved at high power and low clearances achieved at cruise power.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide



⑨ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭63-289230

⑬ Int. Cl.<sup>4</sup>

F 02 C 7/18  
9/18

識別記号

庁内整理番号

Z-7910-3G  
7910-3G

⑭ 公開 昭和63年(1988)11月25日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全5頁)

⑮ 発明の名称 ガスタービン装置

⑯ 特 願 昭63-109828

⑰ 出 願 昭63(1988)5月2日

優先権主張 ⑱ 1987年5月5日 ⑲ 米国(US) ⑳ 046,069

㉑ 発 明 者 ヴインセント・ビー・ アメリカ合衆国コネチカット州、ギルフオード、ハングリー・ヒル・サークル 659

㉒ 出 願 人 ユナイテッド・テクノロジー・コーポレイション  
アメリカ合衆国コネチカット州、ハートフォード、フィナンシャル・プラザ 1

㉓ 代 理 人 弁理士 明石 昌毅

#### 明 細 書

##### 1. 発明の名称

ガスタービン装置

##### 2. 特許請求の範囲

多段圧縮機と、

タービンスタータを有するタービンと、

ボア部材を有するタービンロータと、

高圧ブレナムと、実質的に前記圧縮機の出口より前記高圧ブレナムへ高温の空気を絞られた状態で供給するラビリンスシール手段と、混合ブレナムと、前記高圧ブレナムより前記混合ブレナムへ空気を絞られた状態で通すラビリンスシール手段と、前記混合ブレナムより前記ボア部材に接触した状態にて空気を搬送し、しかる後その空気をメインガス流中へ放出する手段とを含む前記ボア部材に接触した冷却流体通路と、

前記圧縮機の低圧段より前記混合ブレナムへ低温の空気を通す手段と、

を含むガスタービン装置にして、

前記低温の空気を通す手段は低温の空気を前記

混合ブレナムへ直接搬送する遮断されることのない手段と、

前記低温の空気の流れを遮断しその流量を制御する弁装置と、

を含むガスタービン装置。

##### 3. 発明の詳細な説明

##### 産業上の利用分野

本発明は、ガスタービンエンジン内の冷却空気流の制御に係り、特に高出力運転時及び低出力運転時に於けるタービンプレードのクリアランスの制御に係る。

##### 従来の技術

ガスタービンエンジンに於てはその効率をできるだけ向上させるべく、タービンの構成要素は最高温度限度に曝される。タービンの構成要素の材料が高温に耐え、また特殊な材料の使用量を低減し得るよう、メインガス流の高温のガスに最も苛酷に曝されるタービンの構成要素を冷却することが従来より行なわれている。かかる冷却空気の流れはタービンの一部をバイパスし、従ってガスタ

ービンエンジンの運転効率が低下する。高出力運転時には通常の低出力運転時よりも温度が高くなる。従って高出力運転時には空気の流量を増大させて冷却効果を増大させ、逆に多量の冷却空気が必要とはされない低出力運転時には空気の流量を低減することが従来より知られている。

タービンの回転ロータはステータとの間にある程度のクリアランスを有していなければならない。低出力運転時には、タービンの効率を低下させることになるガスのバイパスを抑制すべく、かかるクリアランスができるだけ低減されることが好ましい。ロータの加速やガスタービンエンジンが搭載された航空機の加速を伴うことが多い高出力運転時には、離陸時の高い推力荷重、歳差運動の荷重、温度の過渡変化に起因する歪みによりクリアランスを増大することが必要とされる。

従来の装置は冷却方法に焦点が合わされており、クリアランスに影響するロータの膨張や収縮については十分な考慮が払われていない。

発明の開示

温度が低下する。かかる比較的低温の空気流は低出力運転時に存在する高温の空気よりも効果的に高圧タービン及び低圧タービンを冷却する。従ってかかる高出力運転時にはタービンが収縮せしめられ、これによりクリアランスが増大される。

圧縮機の吐出口よりラビリンスシールを経て漏洩する高温の空気の一部はシンクへ排出され、これにより通過する空気の流量が低減され、これにより低温の空気を導入することにより行なわれる冷却の有効性が増大されてよい。

高出力運転時に於ける低温のロータの冷却効果は、圧縮機の更に低圧の段より取出される空気を使用し、更に一層低い温度の空気をシールのすぐ上流側にて低圧タービンのボア部材に導くことによって更に向上される。

通常の低出力運転時には高温の空気のみを使用することにより、クリアランスが最小限に抑えられ、従って長期間に亘り最高の効率にてエンジンが運転される。

以下に添付の図を参照しつつ、本発明を実施例

本発明の目的は、冷却空気の必要量を低減し、また低出力及び高出力運転時に於ける必要性に応じてクリアランスを制御し得るよう、高温の構成要素の冷却と同時にタービンのボア部材の温度を変化させることである。

巡航時の如き低出力運転時に於ける冷却流体通路は、実質的に圧縮機の吐出口より冷却空気を取り出し、それをラビリンスシールを経て導き、高圧タービンのロータディスクに接触した状態にて導く。かかる高温の空気の一部は低温のロータのボア部材に接触した状態を継続し、これらの冷却空気の流れは最終的には高温の構成要素を冷却する。高温の空気を使用することによってロータのボア部材が膨張せしめられ、これによりクリアランスが低減される。

離陸時の如き高出力運転時には、多量の冷却空気が必要とされ、かかる多量の冷却空気は圧縮機の低圧段に配置された低温供給源より供給される。かかる低温の空気流は高温の空気流と混合し、その流量を増大するだけでなく、従来の場合よりも

について詳細に説明する。

発明を実施するための最良の形態

第一の軸10が低圧タービンのボア部材12を担持しており、該ボア部材は低圧タービンの複数個のブレード14を担持している。軸10と同心の第二の軸16が圧縮機18のロータ及び高圧タービンのディスク20を担持しており、ディスク20は高圧タービンの第一段のブレード22及び第二段のブレード24を担持している。

圧縮機18により圧縮された空気はディフューザ26を通過して燃焼室28へ流入し、該燃焼室内に於て燃料が燃焼される。メインガス流を形成する高温のガスは燃焼室より第一段のベーン30、ブレード22、第二段のベーン32、第二段のブレード24を通過し、低圧タービン34へ至る。これらの高温のベーン及びブレードはタービンのかかる高温の領域に配置されたシールと同様冷却されることを要する。

低出力運転時には、高温の冷却流体の流路がこれら種々の構成要素を冷却するために形成される。

高圧圧縮機の出口プレナム36が全圧及び約1000°F(538℃)の温度にて内部に空気を収容している。ラビリンスシール38を経て漏洩する空気流が高圧プレナム40へ流入する。この空気はシール38を通過する際に約1100°F(593℃)の温度に加熱される。矢印42は高圧プレナム40へ流入するかかる空気流を示している。符号43にて示されている如く、空気はラビリンスシール44を通過し、更に矢印46により示されている如く混合プレナム48へ流入する。この空気は矢印49により示されている如く、軸受ケース52のための支持構造体50に設けられた多数の孔を通過する。

第一段のブレード22のための冷却空気は接線方向に延在するオンボード型ノズル54を経て供給され、プレナム56を通過する。この空気の一部はラビリンスシール58を経て漏洩し、かくして漏洩する空気流60は上流の流路内を流れる空気流49と混合する。この空気流は矢印62により示されている如く、高圧タービンのディスク2

0を通過してプレナム64内へ流入し、その空気流の一部は矢印66にて示されている如く第二段のブレード24及びこれに関連するシールを冷却する。空気流の残りの部分は矢印68により示されている如く、他のタービンディスク70を通過して中間圧力室72へ流入する。この空気はディスク20及び70に接触した状態で流れる際にこれらのディスクを加熱し、これによりロータの膨張量を決定する。この空気流は高温であるので、ブレードとステータとの間及びベーンとロータとの間のクリアランスが低減される。

C形シール74の形態をなす緩いシールにより中間圧力プレナム72よりメインガス流内へ空気が漏洩することが許され、このシールにより中間圧力プレナム72内の圧力がメインガス流内のその位置の圧力に制御される。

矢印76により示されている如く、冷却空気流の一部がラビリンスシール78を経て低圧タービンのボア部材80の領域内へ流入する。この空気流はボア部材80内より種々の孔やクリアランス

を経てメインガス流内へ流入する。

圧縮機の低圧段内のラビリンスシール82により、冷却空気は渦発生防止チューブ84を経て流れることができ、この空気流の一部86は圧縮機のロータシールを通過する。またこの空気流の他の一部88はロータ軸の間のクリアランス90を通過して中間圧力室72へ流入する。高出力運転時には、種々の構成要素を冷却するために多量の低温の空気が使用される。プレナム102がブリード点104より比較的低温の空気を受ける。この空気の温度は800°F(427℃)程度である。高出力運転時には弁106が開弁され、これによりかかる低温の空気が導管108及び110を経て混合室48へ流入する。この空気はプレナム48へ流入する高温の空気46と混合して低温且多量の空気49を形成し、該空気は上述の如く冷却流体通路の残りの部分を通過する。

排出導管112により、プレナム40よりの高温の空気の一部が導管114を経て第二段のベーン32の領域へ放出される。この高温の空気は他

のシンクへ排出されてもよく、その主たる目的は、空気流42に比して空気流43の流量を低減し、これにより低温の空気流116と混合される高温の空気46の流量を低減することである。

高出力運転時には、弁106が開弁することにより追加の冷却空気が導管114を経て第二段のベーン32へ供給される。図示の如く、高圧室プレナム40より空気を排出させる導管112が常に開かれており、これにより冷却空気の流れは第二段のベーンを冷却することができる。作動の種々の出力レベルに於ける冷却要件に応じて、この導管は開かれた状態に維持されてもよく、また冷却空気116が混合室48内へ導入される場合にのみ開かれるよう弁により開閉されてもよい。

高出力運転時には、圧縮機の低圧段よりの空気流の流量を増大させることにより、中間圧力プレナム72内へ流入する空気の温度を更に低減することが可能である。低圧段プレナム120が通路122よりブリード空気を受ける。弁124が開弁され、これにより導管126内を流れる空気流

がベーン128内を通過し、これにより渦流発生防止チューブ84内を流れる漏洩空気流と混合する。このことにより中間圧力プレナム72内へ流入する低温の空気88の流量が増大される。このことにより低圧タービンのボア部材80へ流入する空気76の温度が更に低減される。

弁106が開弁されることにより追加の低温の冷却空気が導かれる場合には、矢印62及び68に示されている如く高圧タービンのディスクを通過する空気流の流量が増大され、これにより流路全体に亘り圧力が増大される。このことによりラビリンスシールを通過する冷却空気の漏洩量が僅かに低減され、従って高温の空気の混合が更に低減される。またこのことにより室64内の圧力が増大され、これにより第二段のブレード24を冷却する空気流68の流量が増大される。

この冷却空気流は高圧タービンのボア部材やロータディスク20及び70と密に接触した状態にて流れるので、低出力運転時に於けるボア部材の温度は高出力運転時に於けるボア部材の低い温度

に比して比較的高くなる。このことによりボア部材が膨張せしめられ、従って高出力運転時にはクリアランスが増大され、低出力運転時にはクリアランスが低減される。

高出力運転時には、メインガス流の温度はかかる高温のガスが中間圧力プレナム72内に於ては好ましくない程に高い温度になる。従って多量の空気流130がC形シール74を通過し、これにより高温のガスがプレナム72内へ流入することが阻止される。シール74のクリアランスは小さいので、このことによつては符号76により示されている如く低圧タービンのボア部材内へ流入する空気流の流量が殆ど変化されない。冷却空気流の流量が高いことは低圧タービンへ流入する空気流の流量に影響を及ぼさないが、この冷却空気の温度が低下することにより低圧タービンのディスク80が冷却され、これにより高出力運転時に於けるクリアランスが増大される。

低出力運転時には、空気流130の流量がC形シール74を通過する名目的な流量に低減される。

この場合メインガス流のガスがシール74を経てプレナム72内へ流入し、これによりプレナム72内の温度が更に上昇される。このことにより低圧タービンへ流れる空気流76の温度が増大され、従ってディスク80の温度が上昇される。このことにより低出力運転時に於けるタービンのクリアランスが低減され、これによりガスタービンエンジンの効率が向上される。

低圧圧縮機の各段よりの低温の空気を使用することにより必要な空気流の量が低減され、また空気を圧縮するに必要な動力が低減される。上述の冷却方法を採用することにより、低出力運転時に於る高圧タービンのボア部材の温度が高出力運転時に比して約65°F(36°C)低減される。このことにより低圧タービンのボア部材の相対温度が高温のガスの流入がない場合には50°F(27.8°C)、高温のガスの流入がある場合には更に一層高くなる。

以上に於ては本発明を特定の実施例について詳細に説明したが、本発明はかかる実施例に限定さ

れるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施例が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

#### 4. 図面の簡単な説明

添付の図はガスタービンエンジンの要部をその中央部を通る平面にて切断して示す断面図であり、冷却空気の流路と共に圧縮機、高圧タービン、及び低圧タービンを示している。

10…第一の軸、12…低圧タービンのボア部材、14…ブレード、16…第二の軸、18…圧縮機、20…ディスク、22、24…ブレード、26…ディフューザ、28…燃焼室、30、32…ベーン、34…低圧タービン、36…出口プレナム、38、44…ラビリンスシール、48…混合プレナム、50…支持構造体、52…軸受ケース、54…ノズル、56…プレナム、58…ラビリンスシール、64…プレナム、70…ディスク、72…中間圧力室、74…C形シール、78…ラビリンスシール、80…ボア部材、82…ラビリンスシール、84…チューブ、90…クリアラン

ス、102…プレナム、104…ブリード点、106…弁、108、110…導管、112…排出導管、114…導管、120…プレナム、122…通路、124…弁、126…導管、128…ベーン

特許出願人 ユナイテッド・テクノロジーズ・コーポレーション  
代理人 弁理士 明石昌毅

